

526,549

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



Rec'd PCT/PTO

03 MAR 2005



(43) 国際公開日
2004 年 3 月 18 日 (18.03.2004)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2004/022992 A1

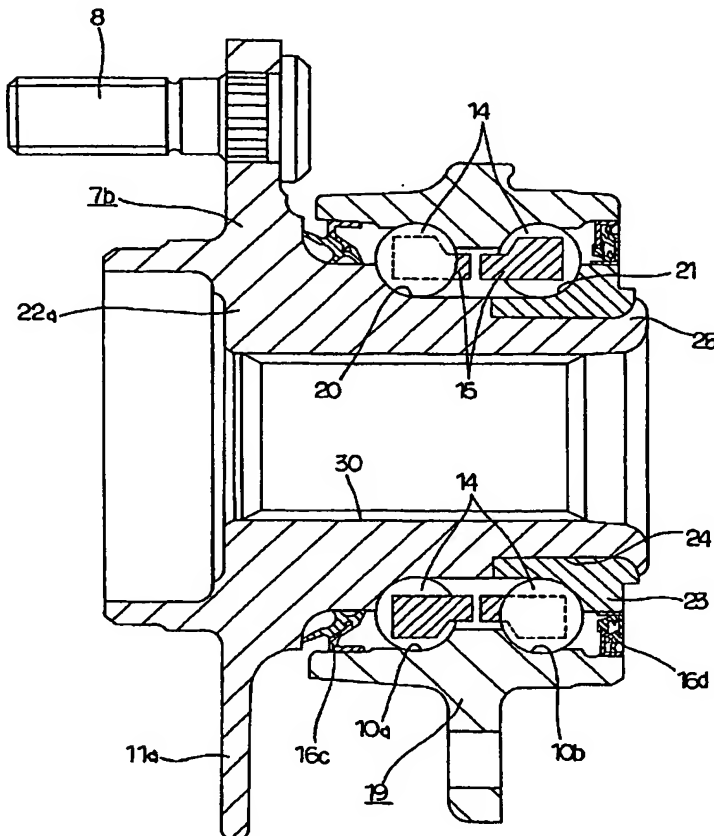
- (51) 国際特許分類: F16C 33/78, 19/18, 25/06, B60B 35/18
(21) 国際出願番号: PCT/JP2003/011113
(22) 国際出願日: 2003 年 8 月 29 日 (29.08.2003)
(25) 国際出願の言語: 日本語
(26) 国際公開の言語: 日本語
(30) 優先権データ:
特願2002-261194 2002 年 9 月 6 日 (06.09.2002) JP
(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 日本精工株式会社 (NSK LTD.) [JP/JP]; 〒141-8560 東京都品川区大崎一丁目 6 番 3 号 Tokyo (JP).
(72) 発明者; および
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 坂本 潤是 (SAKAMOTO, Junshi) [JP/JP]; 〒251-8501 神奈川県

- 藤沢市 鶴沼神明一丁目 5 番 5 0 号 日本精工株式会社 社内 Kanagawa (JP).
(74) 代理人: 小栗 昌平, 外 (OGURI, Shohei et al.); 〒107-6013 東京都港区赤坂一丁目 1 2 番 3 2 号 アーク森ビル13階 栄光特許事務所 Tokyo (JP).
(81) 指定国 (国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MY, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.
(84) 指定国 (広域): ARIPO 特許 (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM,

[続葉有]

(54) Title: ROLLING BEARING UNIT FOR SUPPORTING WHEEL

(54) 発明の名称: 車輪支持用転がり軸受ユニット



(57) Abstract: A rolling bearing unit for supporting a wheel, wherein openings at both ends of a space having balls (14, 14) installed therein are closed by seal rings (16c, 16d) each of which having two to three seal lips, a rolling resistance varying according to a pre-load is restricted in the range of 0.15 to 0.45 N·m, and the total of the rotating resistances of the seal rings (16c, 16d) based on a friction between the seal lips and their mating surface is restricted in the range of 0.06 to 0.4 N·m.

(57) 要約: 車輪支持用転がり軸受ユニットにおいて、玉14、14を設置した空間の両端開口を、それぞれが2〜3本のシールリップを有するシールリング16c、16dにより塞ぐ。予圧に基づいて変化する転がり抵抗を0.15〜0.45N・mの範囲に規制すると共に、上記各シールリップと相手面との摩擦に基づく、これら両シールリング16c、16dの回転抵抗の合計を、0.06〜0.4N・mの範囲内に規制する。

WO 2004/022992 A1



AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許
(AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB,
GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR);
OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW,
ML, MR, NE, SN, TD, TG).

2文字コード及び他の略語については、定期発行される
各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語
のガイダンスノート」を参照。

添付公開書類:

— 国際調査報告書

明 細 書

車輪支持用転がり軸受ユニット

<技術分野>

この発明は、車両（自動車）の懸架装置に対して車輪を回転自在に支持する為の、車輪支持用転がり軸受ユニットの改良に関する。

<背景技術>

車輪支持用転がり軸受ユニットとして、例えば特開 2001-221243 号公報には、図 10～11 に示す様な構造が記載されている。先ず、このうちの図 10 に示した第 1 例の構造に就いて説明する。車輪を構成するホイール 1 は、車輪支持用転がり軸受ユニット 2 により、懸架装置を構成する車軸 3 の端部に回転自在に支持している。即ち、この車軸 3 の端部に固定した支持軸 4 に、上記車輪支持用転がり軸受ユニット 2 を構成する、静止側軌道輪である内輪 5、5 を外嵌し、ナット 6 によりこの内輪 5、5 を固定している。一方、上記車輪支持用転がり軸受ユニット 2 を構成する、回転側軌道輪であるハブ 7 に上記ホイール 1 を、複数本のスタッド 8、8 とナット 9、9 とにより結合固定している。

上記ハブ 7 の内周面には、それぞれが回転側軌道面である複列の外輪軌道 10 a、10 b を、外周面には取付フランジ 11 を、それぞれ形成している。上記ホイール 1 は、制動装置を構成する為のドラム 12 と共に、上記取付フランジ 11 の片側面（図示の例では外側面、図 10～11 の左側面）に、上記各スタッド 8、8 とナット 9、9 とにより、結合固定している。

上記各外輪軌道 10 a、10 b と、上記各内輪 5、5 の外周面に形成した、それぞれが静止側軌道面である各内輪軌道 13、13 との間には、玉 14、14 を複数個ずつ、それぞれ保持器 15、15 により保持した状態で転動自在に設けている。構成各部材をこの様に組み合わせる事により、背面組み合わせである複列アンギュラ型の玉軸受を構成し、上記各内輪 5、5 の周囲に上記ハブ 7 を、回転自在に、且つ、ラジアル荷重及びスラスト荷重を支承自在に支持している。尚、

上記ハブ 7 の両端部内周面と、上記各内輪 5、5 の端部外周面との間には、それぞれシールリング 16 a、16 b を設けて、上記各玉 14、14 を設けた空間と外部空間とを遮断している。更に、上記ハブ 7 の外端（軸方向に関して外とは、車両への組み付け状態で幅方向外側を言う。同じく、幅方向中央側を内と言う。本明細書全体で同じ。）開口部は、キャップ 17 により塞いでいる。

上述の様な車輪支持用転がり軸受ユニット 2 の使用時には、図 10 に示す様に、内輪 5、5 を外嵌固定した支持軸 4 を車軸 3 に固定すると共に、ハブ 7 の取付フランジ 11 に、図示しないタイヤを組み合わせたホイール 1 及びドラム 12 を固定する。又、このうちのドラム 12 と、上記車軸 3 の端部に固定のバックングプレート 18 に支持した、図示しないホイールシリンダ及びシューとを組み合わせ、制動用のドラムブレーキを構成する。制動時には、上記ドラム 12 の内径側に設けた 1 対のシューをこのドラム 12 の内周面に押し付ける。

次に、図 11 に示した従来構造の第 2 例に就いて説明する。この車輪支持用転がり軸受ユニット 2 a の場合には、静止側軌道輪である外輪 19 の内径側に、回転側軌道輪であるハブ 7 a を、複数の玉 14、14 により、回転自在に支持している。この為に、上記外輪 19 の内周面にそれぞれが静止側軌道面である複列の外輪軌道 10 a、10 b を、上記ハブ 7 a の外周面にそれぞれが回転側軌道面である第一、第二の内輪軌道 20、21 を、それぞれ設けている。

上記ハブ 7 a は、主軸部材であるハブ本体 22 と、内輪 23 とを組み合わせで成る。このうちのハブ本体 22 の外周面の外端部に車輪を支持する為の取付フランジ 11 a を、同じく中間部に上記第一の内輪軌道 20 を、同じく中間部内端寄り部分にこの第一の内輪軌道 20 を形成した部分よりも小径である小径段部 24 を、それぞれ設けている。そして、この小径段部 24 に、外周面に断面円弧状である上記第二の内輪軌道 21 を設けた上記内輪 23 を外嵌している。更に、上記ハブ本体 22 の内端部を径方向外方に塑性変形させて成るかしめ部 25 により上記内輪 23 の内端面を抑え付けて、この内輪 23 を上記ハブ本体 22 に対し固定している。更に上記外輪 19 の両端部内周面と、上記ハブ 7 a の中間部外周面及び上記内輪 23 の内端部外周面との間に、それぞれシールリング 16 c、16 d

を設けて、上記外輪 19 の内周面と上記ハブ 7 a の外周面との間で上記各玉 14、14 を設けた空間と、外部空間とを遮断している。

尚、上述した様な図 11 に示した車輪支持用転がり軸受ユニット 2 a の場合、第一の内輪軌道 20 を上記ハブ本体 22 の中間部外周面に直接形成している為、剛性を高くできる。即ち、車輪支持用転がり軸受ユニットの中間部に設ける第一の内輪軌道を、ハブ本体と別体の内輪の外周面に形成し、この内輪をこのハブ本体に外嵌固定する事も可能である。但し、この場合には、このハブ本体に対する上記内輪の締め代を大きくしない限り、上記図 11 に示した構造の様に、上記第一の内輪軌道 20 を上記ハブ本体 22 の中間部外周面に直接形成した場合に比べて剛性が低くなる。上記別体の内輪を上記ハブ本体の内端部から中間部まで、大きな締め代を確保しつつ大きなストロークで外嵌する作業は面倒である。これに対して、図 11 に示す様に、上記第一の内輪軌道 20 を上記ハブ本体 22 の中間部外周面に直接形成した構造によれば、剛性の高い車輪支持用転がり軸受ユニット 2 a を面倒なく造れる。

上述した特開 2001-221243 号公報に記載した様な車輪支持用転がり軸受ユニット 2（又は 2 a）の場合には、玉 14、14 を設置した空間の両端開口部を塞いだシールリング 16 a、16 b（又は 16 c、16 d）の存在に基づき、ハブ 7（又は 7 a）の回転に要するトルク（車輪支持用転がり軸受ユニットの回転抵抗）が大きくなる事が避けられない。この結果、この車輪支持用転がり軸受ユニットを組み込んだ車両の、加速性能、燃費性能を中心とする走行性能が悪化する為、近年に於ける省エネルギー化の流れを受けて、改良が望まれている。特開平 8-319379 号公報には、シール材を構成するゴム組成物中に、潤滑剤を含浸させたプラスチック微粒子を混入する事で、シール材と相手面との摺接部の摺動抵抗を低減する技術が知られている。但し、特開平 8-319379 号公報には、上記ゴム組成物を車輪支持用転がり軸受ユニットに適用して、全体として高性能の構造を得る事を示唆する様な記述は存在しない。

更に、シールリング設置部分の抵抗を低減して転がり軸受の回転トルクを低減する構造として従来から、特開平 10-252762 号公報に記載されたものの

如きシールリップの締め代を工夫する事が考えられている。

本発明の対象となる車輪支持用転がり軸受ユニットの場合、回転トルクを低減する場合でも、操縦安定性を確保すべく、車輪の支持剛性を確保する事、転がり軸受ユニットの耐久性を確保すべく、この転がり軸受ユニットの内部空間への異物侵入防止を十分に図れる構造とする事が必要である。即ち、上記操縦安定性を確保する為には、上記転がり軸受ユニットの剛性を高くして上記支持剛性を確保する必要があるが、単にこの剛性を高くすべく各転動体に付与する予圧を高くすると、これら各転動体の転がり抵抗が増大して、上記回転トルクを低減できない。又、シールリングの摺動抵抗に関しても、単に低くする事のみを考えた場合には、上記転がり軸受ユニットの内部空間への異物侵入防止を十分に図れず、上記耐久性を十分に確保できなくなる。

本発明の車輪支持用転がり軸受ユニットは、この様な事情に鑑みて発明したもので、剛性が高く、優れた耐久性を有し、且つ、回転トルクが低い構造を実現するものである。

<発明の開示>

本発明の車輪支持用転がり軸受ユニットは、前述した従来から知られている車輪支持用転がり軸受ユニットと同様に、静止側軌道輪と、回転側軌道輪と、複数個の玉と、1対のシールリングとを備える。

このうちの静止側軌道輪は、使用状態で懸架装置に支持固定される。

又、上記回転側軌道輪は、使用状態で車輪を支持固定する。

又、上記各玉は、上記静止側軌道輪と回転側軌道輪との互いに対向する周面に存在する、それぞれが断面円弧形である静止側軌道面と回転側軌道面との間に設けられている。

又、上記両シールリングは、上記静止側軌道輪と上記回転側軌道輪との互いに対向する周面同士の間で上記各玉を設置した空間の両端開口部を塞ぐものである。

又、上記静止側軌道輪と上記回転側軌道輪とのうちの径方向内方に位置する一方の軌道輪は、主軸部材と内輪とから成る。そして、このうちの主軸部材は、外周面の軸方向中間部に直接形成された、上記静止側軌道面又は上記回転側軌道面

である第一の内輪軌道と、外周面の軸方向一端部に形成された小径段部とを備える。又、上記内輪は、外周面に静止側軌道面又は回転側軌道面である第二の内輪軌道を形成されて、上記小径段部に外嵌固定されたものである。

更に、上記両シールリングはそれぞれ、それぞれが弾性材製であってそれぞれの先端縁を相手面に対し摺接させる、2～3本のシールリップを有するものである。

特に、本発明の車輪支持用転がり軸受ユニットに於いては、上記各玉に予圧を付与する為のアキシャル荷重が、1.96～4.9 kNである。

又、剛性係数が、0.09以上である。

又、上記両シールリングに設けた上記各シールリップと相手面との摩擦に基づく、上記静止側軌道輪と上記回転側軌道輪とを200 min⁻¹で相対回転させる為に要するトルクが、上記両シールリングの合計で0.06～0.4 N・mである。

更に、上記各玉の転がり抵抗に基づく、上記静止側軌道輪と上記回転側軌道輪とを200 min⁻¹（1分間に200回転）で相対回転させる為に要するトルクが、0.15～0.45 N・mである。

尚、本明細書中に記載する上記剛性係数とは、上記車輪支持用転がり軸受ユニットの剛性R [kN・m/deg]と、この車輪支持用転がり軸受ユニットのラジアル動定格荷重C_r [N]との比(R/C_r)である。又、この場合に於ける剛性Rは、上記車輪支持用転がり軸受ユニットを構成する静止側軌道輪を固定した状態で回転側軌道輪にモーメント荷重を負荷した場合に於ける、上記両軌道輪の傾斜角度で表すもので、例えば、図12に示す様にして測定する。尚、この図12は、前述の図11に示した車輪支持用転がり軸受ユニット2aの剛性Rを測定する状態に就いて示している。

測定作業時には、静止側軌道輪である外輪19を固定台26の上面に固定すると共に、回転側軌道輪であるハブ7aの取付フランジ11aに、梃子板27の基端部（図12の左端部）を結合固定する。そして、この梃子板27の上面で、例えば上記ハブ7aの回転中心からタイヤの回転半径分の距離Lだけ離れた部分に荷重を加えて、上記梃子板27を介して上記ハブ7aに、1.5 kN・mのモー

メント荷重を加える。このモーメント荷重に基づいて上記ハブ 7 a が、上記外輪 19 に対し傾斜するので、この傾斜角度を、上記固定台 26 の上面 28 に対する上記取付フランジ 11 a の取付面 29 の傾斜角度 [deg] として測定する。そして、上記モーメント荷重 ($1.5 \text{ kN} \cdot \text{m}$) をこの傾斜角度で除する事により、上記剛性 R [$\text{kN} \cdot \text{m}/\text{deg}$] を求める。更に、この剛性 R を上記車輪支持用転がり軸受ユニット 2 a のラジアル動定格荷重 C_r [N] で除する事により、前記剛性係数を求める。

上述の様に構成する本発明の車輪支持用転がり軸受ユニットの場合には、必要とする剛性及び耐久性を確保しつつ、回転トルクを十分に低減できる。

先ず、第一に、各玉に予圧を付与する為のアキシャル荷重を $1.96 \sim 4.9 \text{ kN}$ の範囲に規制している為、剛性及び耐久性を確保しつつ、回転トルクの低減を図れる。上記アキシャル荷重が 1.96 kN 未満の場合には、上記予圧が不足し、上記車輪支持用転がり軸受ユニットの剛性が不足して、この車輪支持用転がり軸受ユニットを組み込んだ車両の操縦安定性が悪化する。

これに対して、上記アキシャル荷重が 4.9 kN を上回った場合には、上記予圧が過剰になって（転がり接触部の面圧が高くなり過ぎて）、上記車輪支持用転がり軸受ユニットの転がり抵抗（回転トルク）が大きくなり過ぎる。そして、上記転がり接触部での発熱量が多くなり過ぎて上記車輪支持用転がり軸受ユニット内部の温度上昇が著しくなり、この内部に封入したグリースが早期に劣化し易くなる。この結果、上記車輪支持用転がり軸受ユニットの耐久性が低下する。又、上記転がり接触部の面圧が高くなり過ぎる結果、静止側軌道面及び回転側軌道面、各玉の転動面の転がり疲れ寿命が低下し、この面からも上記車輪支持用転がり軸受ユニットの耐久性が低下する。

これに対して本発明の場合には、上述の様に、各玉に予圧を付与する為のアキシャル荷重を $1.96 \sim 4.9 \text{ kN}$ の範囲に規制している為、剛性及び耐久性を確保しつつ、回転トルクの低減を図れる。

又、剛性係数を 0.09 以上としている為、上記車輪支持用転がり軸受ユニットの剛性を確保して、この車輪支持用転がり軸受ユニットを組み込んだ車両の操

縦安定性を確保できる。逆に言えば、上記剛性係数が 0.09 未満の場合には、この操縦安定性が悪化する。

尚、この剛性係数は、操縦安定性確保の面からは、高い程好ましい為、特に上限は定めない。他の要件を満たせば、どんなに高くなっても構わない。一方、上記剛性係数を高くする為に一般的に考えられる手法としては、予圧の値を大きくしたり、或は、玉のピッチ円直径、複列に配置した玉の軸方向に関するピッチを大きくする事が考えられる。

但し、上記予圧を大きくする事は、上述した様に限度がある。又、上記ピッチ円直径及び軸方向ピッチを大きくする事も、小型・軽量化の面から限度がある。従って、上記車輪支持用転がり軸受ユニットを、一般的な鋼材により（外輪及びハブを S53C により、内輪及び玉を SUJ2 により）造る場合には、上記剛性係数の上限は、0.18 程度となる。但し、上記車輪支持用転がり軸受ユニットの構成部品の一部（例えば玉）又は全部をセラミック製とすれば、上記予圧や上記ピッチ円直径及び軸方向ピッチを大きくしなくても、上記剛性係数を大きくできる。従って、この場合には、この剛性係数を 0.18 を越えて大きくする事も考えられる。

又、前記両シールリングにそれぞれ複数ずつ設けた各シールリップと相手面との摩擦に基づく、静止側軌道輪と回転側軌道輪とを 200 min^{-1} で相対回転させる為に要するトルクを、 $0.06 \sim 0.4\text{ N}\cdot\text{m}$ とした為、上記車輪支持用転がり軸受ユニットの耐久性を確保しつつ、回転トルクを十分に低減できる。

即ち、本発明者の行なった実験の結果、上記両シールリングに関して、シールリップの数が 2 本又は 3 本である限り、シールリングの構造に関係なく、これら両シールリングの回転抵抗の合計の大小により、シール性能の適否を判定できる事が分かった。勿論、1 対のシールリングの回転抵抗の間の差が小さい事が、回転抵抗の低いシールリングのシール性能を確保する面から重要である。この面から、回転抵抗が低い方のシールリングに関しても、回転抵抗を $0.03\text{ N}\cdot\text{m}$ 以上確保する事が必要である。回転抵抗の低いシールリングの回転抵抗を $0.03\text{ N}\cdot\text{m}$ 以上確保し、上記 1 対のシールリングの回転抵抗の合計が $0.06\text{ N}\cdot\text{m}$

以上にすれば、必要とするシール性能を得られる事も分かった。

本発明の車輪支持用転がり軸受ユニットの場合、上記トルクを $0.06\text{ N}\cdot\text{m}$ 以上確保している為、上記両シールリングを構成する各シールリップの先端と相手面との摺接部の面圧を十分に確保して、上記両シールリングによるシール性を十分に確保できる。この結果、上記車輪支持用転がり軸受ユニットの内部に泥水等の異物が侵入する事を有効に防止して、この車輪支持用転がり軸受ユニットの耐久性を確保できる。逆に言えば、上記トルクを $0.06\text{ N}\cdot\text{m}$ 未満にする程、上記両シールリングの各シールリップの先端と相手面との摺接部の面圧を低くすると、上記異物の侵入防止機能が不十分となり、上記車輪支持用転がり軸受ユニットの耐久性が低下する。

一方、上記トルクが $0.4\text{ N}\cdot\text{m}$ を越えた場合には、上記車輪支持用転がり軸受ユニット全体としての回転トルクを十分に低く（ $0.85\text{ N}\cdot\text{m}$ 以下に）抑える事が難しくなる。

これに対して本発明の場合には、上述の様に、上記各シールリップと相手面との摩擦に基づく、静止側軌道輪と回転側軌道輪とを 200 min^{-1} で相対回転させる為に要するトルクを、 $0.06\sim 0.4\text{ N}\cdot\text{m}$ の範囲に規制している為、耐久性を確保しつつ、回転トルクの低減を図れる。

更に、上記各玉の転がり抵抗に基づく、静止側軌道輪と回転側軌道輪とを 200 min^{-1} で相対回転させる為に要するトルクを、 $0.15\sim 0.45\text{ N}\cdot\text{m}$ としている為、操縦安定性や耐久性を確保しつつ、上記車輪支持用転がり軸受ユニット全体としての回転トルクを十分に低く（ $0.85\text{ N}\cdot\text{m}$ 以下に）抑えられる。

上記トルクが $0.15\text{ N}\cdot\text{m}$ 未満になる程低い場合、前記予圧を相当に低くせざるを得ず、前述した様に、上記車輪支持用転がり軸受ユニットの剛性が不足して、この車輪支持用転がり軸受ユニットを組み込んだ車両の操縦安定性が悪化する。

反対に、上記トルクが $0.45\text{ N}\cdot\text{m}$ を越える程大きくなる場合には、上記予圧が高くなる事にも繋がり、前述した様に、転がり接触部での発熱量の増大に伴うグリースの劣化や転がり疲れ寿命の低下による、上記車輪支持用転がり軸受ユ

ニットの耐久性の低下の原因ともなる。又、上記車輪支持用転がり軸受ユニット全体としての回転トルクを十分に低く抑える事が難しくなる。

これに対して本発明の場合には、上述の様に、上記各玉の転がり抵抗に基づく、静止側軌道輪と回転側軌道輪とを 20.0 min^{-1} で相対回転させる為に要するトルクを、 $0.15 \sim 0.45 \text{ N} \cdot \text{m}$ の範囲に規制している為、操縦安定性や耐久性を確保しつつ、回転トルクの低減を図れる。

<図面の簡単な説明>

図1は、本発明の対象となる構造の第1例を示す断面図であり、

図2は、同第2例を示す断面図であり、

図3は、同第3例を示す断面図であり、

図4は、本発明に適用し得るシールリングの具体的構造の第1例を示す部分断面図であり、

図5は、同第2例を示す部分断面図であり、

図6は、同第3例を示す部分断面図であり、

図7は、同第4例を示す部分断面図であり、

図8は、同第5例を示す部分断面図であり、

図9は、摺動抵抗を低減できる構造の1例を示す部分断面図であり、

図10は、従来から知られている車輪支持用転がり軸受ユニットの第1例を、懸架装置への組み付け状態で示す断面図であり、

図11は、同第2例を示す断面図であり、

図12は、車輪支持用転がり軸受ユニットの剛性を測定する状態を示す断面図である。

<発明を実施するための最良の形態>

まず、本発明の対象となる車輪支持用転がり軸受ユニットの構造の3例に就いて説明する。尚、本発明は、前述の図10～11に示した構造に関しても対象となるが、以下に述べる第1～2例は、本発明を、駆動輪（FR車の後輪、FF車の前輪、4WD車の全輪）を回転自在に支持する為の車輪支持用転がり軸受ユニットに適用する場合に就いて示している。本発明は、駆動輪用の車輪支持用転が

り軸受ユニットとして特に重要性が高い。この理由は、上記図 10～11 に示した様な従動輪（F R 車の前輪、F F 車の後輪）用の車輪支持用転がり軸受ユニットの場合、外径側に位置する軌道輪（図 10 の場合はハブ 7、図 11 の場合は外輪 19）の一端開口をキャップ 17（図 10）で塞ぐ事によりこの一端側のシールリング（16 a、16 d）を省略し、摺動抵抗を発生するシールリングを 1 個のみにできるのに対して、駆動輪用の車輪支持用転がり軸受ユニットの場合には、シールリングが 2 個必要となる為である。

先ず、図 1 に示した第 1 例は、前述の図 11 に示した構造と同様に、静止側軌道輪である外輪 19 の内径側に、回転側軌道輪であるハブ 7 b を、複数の玉 14、14 により、回転自在に支持している。上記ハブ 7 b を構成する、主軸部材であるハブ本体 22 a の中心部には、等速ジョイントに付属のスプライン軸（図示省略）を挿入する為のスプライン孔 30 を形成している。又、上記ハブ本体 22 a の内端部に形成した小径段部 24 に外嵌した内輪 23 の内端面を、このハブ本体 22 a の内端部を径方向外方に塑性変形させて成るかしめ部 25 により抑え付けて、上記内輪 23 を上記ハブ本体 22 a に対し固定し、上記ハブ 7 b を構成している。そして、上記外輪 19 の両端部内周面と、上記ハブ本体 22 a の中間部外周面及び上記内輪 23 の内端部外周面との間に、それぞれシールリング 16 c、16 d を設けて、上記外輪 19 の内周面と上記ハブ 7 b の外周面との間で上記各玉 14、14 を設けた空間と、外部空間とを遮断している。

この様な構造に本発明を適用する場合には、上記ハブ本体 22 a の内端部に形成する上記かしめ部 25 を加工する際の荷重を適正に規制する事により、上記各玉 14、14 に予圧を付与する為のアキシャル荷重を 1.96～4.9 kN とする。そして、上記外輪 19 の内側で上記ハブ 7 b を 200 min^{-1} で回転させる為に要するトルク（転がり抵抗）を 0.15～0.45 N・m とする。又、これと共に、剛性係数を、0.09 以上とする。更に、上記両シールリング 16 c、16 d の回転抵抗（トルク）の合計を、0.06～0.4 N・m の範囲に規制する。そして、上記各玉 14、14 を設置した空間内への、泥水等の異物侵入防止を、上記両シールリング 16 c、16 d により行なう。その他の部分の構造は、上記

図 1 1 に示した構造と同様である。

次に、図 2 に示した第 2 例の場合には、主軸部材であるハブ本体 2 2 b の内端部に設けた小径段部 2 4 に外嵌してこのハブ本体 2 2 b と共に回転側軌道輪であるハブ 7 c を構成する内輪 2 3 の内端面を、このハブ本体 2 2 b の内端面よりも内方に突出させている。車両への組み付け状態で上記内輪 2 3 の内端面には、図示しない等速ジョイントの外端面が突き当たり、この内輪 2 3 が上記小径段部 2 4 から抜け落ちる事を防止する。予圧付与の為のアキシャル荷重は、図示しないスプライン軸の外端部に螺着するナットを緊締するトルクにより調節する。その他の構成は、上述の図 1 に示した第 1 例の場合と同様である。

次に、図 3 に示した第 3 例の場合には、本発明を、前述の図 1 0 に示す様な、従動輪を回転自在に支持する為の転がり軸受ユニットに適用する場合に就いて示している。前述した図 1 0 に示す構造が、支持軸 4 の外端部に螺着したナット 6 により 1 対の内輪 5、5 を固定しているのに対して、本例は、主軸部材である支持軸 4 a の中間部に第一の内輪軌道 2 0 を直接形成すると共に、この支持軸 4 a の外端部を径方向外方に塑性変形させて成るかしめ部 2 5 により内輪 5 の外端面を抑え付けて、この内輪 5 を上記支持軸 4 a に固定している。予圧付与の為のアキシャル荷重は、上記かしめ部 2 5 を加工する際の荷重により調節する。その他の部分の構造は、前述の第 1 例並びに上記図 1 0 に示した構造と同様である。

次に、本発明に適用し得るシールリングの具体的構造の 5 例に就いて、図 4 ～ 8 により説明する。このうち、図 4 ～ 7 に示した 4 例は、上述の図 1 ～ 3 に示した車輪支持用転がり軸受ユニットの第 1 ～ 3 例及び先に説明した図 1 1 の構造で、内側のシールリング 1 6 b、1 6 d として利用可能な構造を示している。尚、以下の説明は、図 1 ～ 2 の構造に適用する場合を例に説明する。

まず、図 4 に示した第 1 例は、外輪 1 9 (図 1 ～ 2) の内端部に内嵌固定する外径側シールリング 3 1 と、内輪 2 3 (図 1 ～ 2) の内端部に外嵌固定する内径側シールリング 3 2 とを組み合わせた組み合わせシールリングであり、内径側に 2 本、外径側に 1 本の、合計 3 本のシールリップを備える。

次に、図 5 に示した第 2 例は、外輪 1 9 (図 1 ～ 2) の内端部に内嵌固定する

シールリング 33 と、内輪 23（図 1～2）の内端部に外嵌固定するスリング 34 とを組み合わせた組み合わせシールリングであり、上記シールリング 33 に 3 本のシールリップを備える。

次に、図 6 に示した第 3 例は、外輪 19（図 1～2）の内端部内周面に係止するシールリング 35a と、内輪 23（図 1～2）の内端部外周面に係止するシールリング 35b とを組み合わせた組み合わせシールリングである。本例の場合、上記外輪 19 側に係止するシールリング 35a に 2 本、内輪 23 側に係止するシールリング 35b に 1 本の、合計 3 本のシールリップを備える。

次に、図 7 は、外輪 19（図 1～2）の内端部に内嵌するシールリング 36 に設けた 2 本のシールリップの先端縁を、内輪 23（図 1～2）の内端部外周面に摺接させるものである。尚、図 7 に示したシールリング 36 は玉を設置した空間の外端開口部側を塞ぐのにも使用可能である。

次に、図 8 に示したシールリング 37 は、外輪 19（図 1～2）の外端部又はハブ 7 の内端部（図 3）内周面とハブ本体 22a（図 1）、22b（図 2）、支持軸 4a（図 3）の中間部外周面との間に設けるシールリングとして利用可能な構造を示している。上記シールリング 37 は、上記外輪 19 の外端部に内嵌固定自在な芯金に 3 本のシールリップを設けたもので、これら各シールリップの先端縁を、取付フランジ 11a（図 1～2）の内側面、或はこの内側面と上記ハブ本体 22a、22b の外周面とを連続させる曲面部に摺接自在としている。

上述の様な、図 4～8 に示した中から選択した 1 対のシールリングは、前述の図 1～3 に示した車輪支持用転がり軸受ユニットを構成する外輪 19（図 1～2）、ハブ 7（図 3）の両端部内周面とハブ本体 22a（図 1）、22b（図 2）、支持軸 4a（図 3）の中間部外周面及び内輪 23 の内端部外周面（図 1～2）、内輪 5 の外端部外周面（図 3）との間に組み付けて、玉 14、14 を設置した空間の両端開口部を塞ぐ。そして、何れのシールリング同士を組み合わせた場合でも、両シールリングの回転抵抗の合計を、例えば後述の方法により、0.06～0.4 N・m の範囲に規制する。又、回転抵抗の低い方のシールリングの回転抵抗を例えば後述の方法により低くしつつ、0.03 N・m 以上確保する。

尚、上述の様なシールリングのうちの何れかを採用する場合で、当該シールリングと相手部材との相対回転に要するトルクを低減する為の方法としては、例えば次の(1)～(4)の様な方法があり、これらはそれぞれ単独で、或は任意に組み合わせて採用可能である。

(1) シールリップを薄肉化する。

この場合には、シールリップの剛性が低下して、当該シールリップの先端縁と相手面との摺接部の接触面圧が低下し、上記トルクを低減できる。

(2) 3本設けたシールリップのうち、玉を設置した内部空間に最も近いシールリップの先端縁に関する締め代を実質的になくす。

この場合には、当該シールリップが相手面との間でラビリンスシールを構成する。そして、当該シールリップに関する摩擦抵抗が0になる。

(3) シールリップを構成する弾性材として、現在一般的に使用されているニトリルゴムに比べて摩擦係数の低い材料を使用する。

この場合に使用可能な、摩擦係数の低い弾性材としては、前述の特開平8-319379号公報に記載された様な、シール材を構成するゴム組成物中に、潤滑剤を含浸させたプラスチック微粒子を混入したものが採用可能である。

(4) シールリップの断面形状を工夫する。

この場合に使用可能な断面形状としては、例えば特願2002-71338号に開示された、先発明に係るものが考えられる。この先発明に係る構造は、図9に示す様に、3本のシールリップ38a、38b、38cのうち、中間に位置するシールリップ38bの厚さを、基端部から中間部に向かう程徐々に小さくすると共に、この中間部から先端部に向かう程大きくする。又、当該シールリップ38bの厚さを、先端寄り部分の一部で最大にする。更に、このシールリップ38bの基端部の厚さを d_1 とし、中間部で厚さが最小になった最小厚さ部分の厚さを d_2 とし、軸方向に関する断面で、上記基端部から上記最小厚さ部分に亙る部分の面積を S_1 とし、この最小厚さ部分から先端縁に亙る部分の面積を S_2 とした場合に、 $0.80d_1 \leq d_2 \leq 0.98d_1$ で、且つ、 $0.1S_2 \leq S_1 \leq 0.5S_2$ を満たす形状とする。

<実施例>

次に、本発明の効果を確認する為に行なった実験の結果に就いて説明する。実験では、図4～8に示した5種類のシールリングのうちから選択した1対のシールリングを、前記図1又は図3に示した車輪支持用転がり軸受ユニットに組み付け、これら両シールリングの回転抵抗（シールトルク）の合計値とシール性能との関係を求めた。シールトルクの調節は、シールリップの締め代（弾性変形量）の調整、シールリップの厚さの調整、弾性材の変更、相手面との接触状態の調整により行なった。そして、上記5種類のシールリング同士の組み合わせを5種類用意し、それぞれに就いて、シールトルクの合計値が0.01～0.10 N・mまでのものを6種類ずつ製作した。

そして、各シールリングを、図1又は図3に示した車輪支持用転がり軸受ユニットに組み込んで、泥水浸入試験に供した。この泥水浸入試験は、上記各シールリングの設置部分に、泥水を3000 cc/minの割合で注ぎつつこれら各シールリングと相手面を有する部材とを相対回転させる行程を17時間継続後、3時間継続して回転及び泥水の注水を停止させて乾燥させる行程を1サイクルとするもので、各試料毎に20サイクルずつ行なった。車輪支持用転がり軸受ユニットの潤滑は、粘度が $10 \times 10^{-6} \sim 14 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ （10～14 cSt）のグリースを封入する事により行ない、20℃の環境下で、ハブ7b（又は7）を 200 min^{-1} で回転させた。

この様な条件で行なった実験の結果を次の表1に示す。

表 1

シールトルク (N・m)						
	④+⑧	④+⑦	⑤+⑧	⑤+⑦	⑥+⑧	⑥+⑦
0.01	×	×	×	×	×	×
0.03	○	×	△	×	×	×
0.05	○	△	○	△	△	△
0.06	○	○	○	○	○	○
0.08	○	○	○	○	○	○
0.10	○	○	○	○	○	○

尚、この表1中、丸で囲まれた数字は、当該シールリングを記載した図面番号

を表している。例えば、④は図4に示したシールリングを、⑧は図8に示したシールリングを、それぞれ表している。又、④+⑧とは、図4に示したシールリングと図8に示したシールリングとを組み合わせた事を表している。又、「×」印はグリースを封入した内部空間に多量の泥水が侵入した事を、「△」印は少量の泥水が浸入した事を、「○」印は泥水の侵入が観測されなかった事を、それぞれ表している。この様な実験の結果から、シールトルクが0.06 N・m以上であれば、何れの構造のシールリングを組み合わせた場合でも、泥水の侵入を阻止できる事が分かる。

次に、シールトルク（回転抵抗）、予圧付与の為のアキシャル荷重、転がり抵抗、剛性係数が、操縦安定性、転がり軸受ユニット全体の回転トルク、耐久性に及ぼす影響を知る為、図1に示した車輪支持用転がり軸受ユニットに、図5に示したシールリングと図8に示したシールリングとを組み込んで行なった、第二～第五の実験に就いて、表2～5を参照しつつ説明する。尚、以下に示す表2～5中、「×」印は何らかの面で実用上問題が生じた事を、「△」印は何らかの面で若干の問題が生じた事を、「○」印は何れの面からも問題が生じなかった事を、それぞれ表している。尚、第二～第五の実験は、同じ条件で3回ずつ行なった。

先ず、表2は、上記シールトルクが、転がり軸受ユニット全体の回転トルク、耐久性に及ぼす影響を知る為に行なった、第二の実験の結果に就いて示している。尚、この実験は、回転速度200 min⁻¹で行なった。

表 2

シールトルク[N・m]	評価
0.01	× × ×
0.03	× △ ×
0.05	○ ○ ○
0.06	○ ○ ○
0.10	○ ○ ○
0.35	○ ○ ○
0.40	○ ○ ○
0.55	× × ×
0.70	× × ×

この表 2 に示した第二の実験の結果、上記シールトルクが 0.06 ~ 0.40 N・m の範囲にあれば、転がり軸受ユニット全体の回転トルク、耐久性の何れの面からも満足できる性能を得られる事が分かった。これに対して、上記シールトルクが 0.01 N・m 及び 0.03 N・m の場合には、玉 14、14 を設置した内部空間への泥水等の異物進入を十分に防止できず、耐久性確保の面で問題を生じた。又、上記シールトルクが 0.55 N・m 及び 0.70 N・m の場合には、後述する転がり軸受ユニット全体の回転トルクを十分に低く抑える事ができなかった。尚、表 2 にその結果を示した第二の実験の結果から、「⑤+⑧」の組み合わせに関しては、シールトルクが 0.05 N・m でも良好な性能を得られたが、前述した表 1 に示した実験の結果から、シールトルクの下限は 0.06 N・m とする。

次に、表 3 は、前記アキシアル荷重（予圧）が、転がり軸受ユニットの剛性及び耐久性に及ぼす影響を知る為に行なった、第三の実験の結果に就いて示している。

表 3

予圧[kN]	評価
0.49	× × ×
0.98	× △ △
1.96	○ ○ ○
2.94	○ ○ ○
3.92	○ ○ ○
4.90	○ ○ ○
5.88	△ △ △
6.86	× △ ×

この表 3 に示した第三の実験の結果、上記アキシアル荷重が 1.96 ~ 4.90 kN の範囲にあれば、操縦安定性、転がり軸受ユニットの耐久性の何れの面からも満足できる性能を得られる事が分かった。これに対して、上記アキシアル荷重が 0.49 kN 及び 0.98 kN の場合には、上記転がり軸受ユニットの剛性が低く、十分な操縦安定性を確保できなかった。これに対して、上記アキシアル荷重が 5.88 kN 及び 6.86 kN の場合には、転がり抵抗が高くなって、こ

の転がり軸受ユニットの耐久性が低下した。

次に、表 4 は、前記転がり抵抗が、転がり軸受ユニットの剛性及び耐久性に及ぼす影響を知る為に行なった、第四の実験の結果に就いて示している。尚、この実験は、回転速度 2.00 min^{-1} で行なった。

表 4

転がり抵抗[N・m]	評価
0.10	× × ×
0.12	△ △ ×
0.15	○ ○ ○
0.25	○ ○ ○
0.35	○ ○ ○
0.45	○ ○ ○
0.55	× △ △
0.65	× × ×

この表 4 に示した第四の実験の結果、上記転がり抵抗が $0.15 \sim 0.45 \text{ N} \cdot \text{m}$ であれば、操縦安定性、転がり軸受ユニットの耐久性の何れの面からも満足できる性能を得られる事が分かった。これに対して、上記転がり抵抗が $0.10 \text{ N} \cdot \text{m}$ 及び $0.12 \text{ N} \cdot \text{m}$ の場合には、上記転がり軸受ユニットの剛性が低く、十分な操縦安定性を確保できなかった。又、上記転がり抵抗が $0.55 \text{ N} \cdot \text{m}$ 及び $0.65 \text{ N} \cdot \text{m}$ の場合には、転がり軸受ユニットの耐久性が低下した。

更に、表 5 は、前記剛性係数が、転がり軸受ユニットの剛性に及ぼす影響を知る為に行なった、第五の実験の結果に就いて示している。

表 5

剛性係数	評価
0.07	× × ×
0.08	× × △
0.09	○ ○ ○
0.10	○ ○ ○
0.15	○ ○ ○
0.18	○ ○ ○

この表 5 に示した第五の実験の結果、上記剛性係数が 0.09 以上であれば、操縦安定性に関して満足できる性能を得られる事が分かった。これに対して、上

記剛性係数が 0.07、0.08 の場合には、上記転がり軸受ユニットの剛性が低く、十分な操縦安定性を確保できなかった。尚、上記剛性係数は、他の要件を満たす限り高い程良い事は、前述した通りである。

更に、次の表 6 は、前記シールトルクと前記転がり抵抗とが、転がり軸受ユニット全体としての回転トルクに及ぼす影響に就いて知る為に行なった実験の結果を示している。尚、この実験は、回転速度 200min^{-1} で行なった。

表 6

転がり抵抗 [N·m]	シールトルク[N·m]			
		0.35	0.4	0.55
	0.35	○	○	△
	0.45	○	○	×
	0.55	△	×	×

尚、この表 6 中、「×」印は全体としての回転トルクが大きかった事を、「△」印はやや大きかった事を、「○」印は小さかった事を、それぞれ表している。この様な表 6 から明らかな通り、1 対のシールリングのシールトルクの合計を 0.4 N·m 以下、転がり抵抗を 0.45 N·m 以下に抑えた本発明は、全体としての回転トルクを 0.85 N·m 以下と、低く抑える事ができる。

又、下記の表 7 に、本発明の技術的範囲に属する車輪支持用転がり軸受ユニットの仕様の 4 例を示す。

表 7

No	予圧[kN]	転がりトルク[Nm] (測定 200min^{-1})	剛性係数	玉径[mm]	PCD[mm]	列間距離[mm]	接触角[deg]
1	1.96	0.152	0.093	$\phi 9.525$	46	24	40
	4.9	0.448	0.102	$\phi 9.525$	46	24	40
2	1.96	0.150	0.091	$\phi 12.7$	51	35	40
	4.9	0.445	0.100	$\phi 12.7$	51	35	40

この表 7 中、玉径とは各玉の直径を、PCDとはこれら各玉による玉列のピッチ円直径を、列間距離とは複列に配置された玉列の軸方向に関するピッチ（玉の中心間距離）を、接触角とは各玉と内輪軌道及び外輪軌道との接触角を、それぞれ表している。

又、次の表 8 に、接触角が剛性係数に及ぼす影響に就いて示している。この表 8 から、接触角が小さくなると剛性係数も小さくなる事が分かる。

表 8

予圧[kN]	接触角[deg]	剛性係数	玉径[mm]	PCD[mm]	列間距離[mm]
1.96	40	0.093	φ 9.525	45	24
1.96	35	0.089	φ 9.525	45	24

本発明を詳細にまた特定の実施態様を参照して説明したが、本発明の精神と範囲を逸脱することなく様々な変更や修正を加えることができることは当業者にとって明らかである。

本出願は、2002 年 9 月 6 日出願の日本特許出願（特願 2002-261194）、に基づくものであり、その内容はここに参照として取り込まれる。

<産業上の利用可能性>

本発明の車輪支持用転がり軸受ユニットは、以上に述べた通り構成され作用するので、剛性及び耐久性を確保しつつ、車輪と共に回転するハブの回転トルクを低減して、操縦安定性、加速性能、燃費性能を中心とする車両の走行性能の向上に寄与できる。

燃費性能を向上させる点に関する試算の 1 例に就いて以下に述べる。前述の図 1～3 に示した様な構造を有する車輪支持用転がり軸受ユニットの回転抵抗は、従来は 1.5 N・m 程度であった。これに対して本発明の車輪支持用転がり軸受ユニットの回転抵抗は、0.21～0.85 N・m の範囲である。つまり、従来よりも 43% 以上も、回転抵抗を下げたものである。車輪支持用転がり軸受ユニットの回転抵抗が 10% 低下した場合に、燃費（燃料消費率）が 0.1% 程度改

善されると考えられている。従って、燃費が10km/L程度である自動車が年間10万km走行する事を考えた場合、本発明の車輪支持用転がり軸受ユニットを採用する事により、1年間で燃料を43～86L程度節約できる事になる。このような自動車が、仮に国内で100万台走行するとすれば、1年間に節約できる燃料は4300万L～8600万Lにもなる。しかも、他に不具合を生じる事なく燃費改善を行なえる事からして、産業上の利用性は極めて高いと言う事ができる。

請 求 の 範 囲

1. 使用状態で懸架装置に支持固定される静止側軌道輪と、
使用状態で車輪を支持固定する回転側軌道輪と、

これら静止側軌道輪と回転側軌道輪との互いに対向する周面に存在する、それぞれが断面円弧形である静止側軌道面と回転側軌道面との間に設けられた複数個の玉と、

上記静止側軌道輪と上記回転側軌道輪との互いに対向する周面同士の間で上記各玉を設置した空間の両端開口部を塞ぐ1対のシールリングとを備え、

上記静止側軌道輪と上記回転側軌道輪とのうちの径方向内方に位置する一方の軌道輪は、主軸部材と内輪とから成り、このうちの主軸部材は、外周面の軸方向中間部に直接形成された、上記静止側軌道面又は上記回転側軌道面である第一の内輪軌道と、外周面の軸方向一端部に形成された小径段部とを備え、上記内輪は、外周面に静止側軌道面又は回転側軌道面である第二の内輪軌道を形成されて、上記小径段部に外嵌固定されたものであり、

上記両シールリングはそれぞれ、それぞれが弾性材製であってそれぞれの先端縁を相手面に対し摺接させる、2～3本のシールリップを有するものである車輪支持用転がり軸受ユニットに於いて、

上記各玉に予圧を付与する為のアキシャル荷重が、1.96～4.9 kNであり、

剛性係数が、0.09以上であり、

上記両シールリングに設けた上記各シールリップと相手面との摩擦に基づく、上記静止側軌道輪と上記回転側軌道輪とを200 min⁻¹で相対回転させる為に要するトルクが、上記両シールリングの合計で0.06～0.4 N・mであり、

上記各玉の転がり抵抗に基づく、上記静止側軌道輪と上記回転側軌道輪とを200 min⁻¹で相対回転させる為に要するトルクが、0.15～0.45 N・mであることを特徴とする車輪支持用転がり軸受ユニット。

2. 前記内輪は、前記主軸部材の一端部を径方向外方に塑性変形させて成

るかしめ部によりその一端面を抑え付けられたことを特徴とする請求の範囲第 1 項に記載の車輪支持用転がり軸受ユニット。

図 2

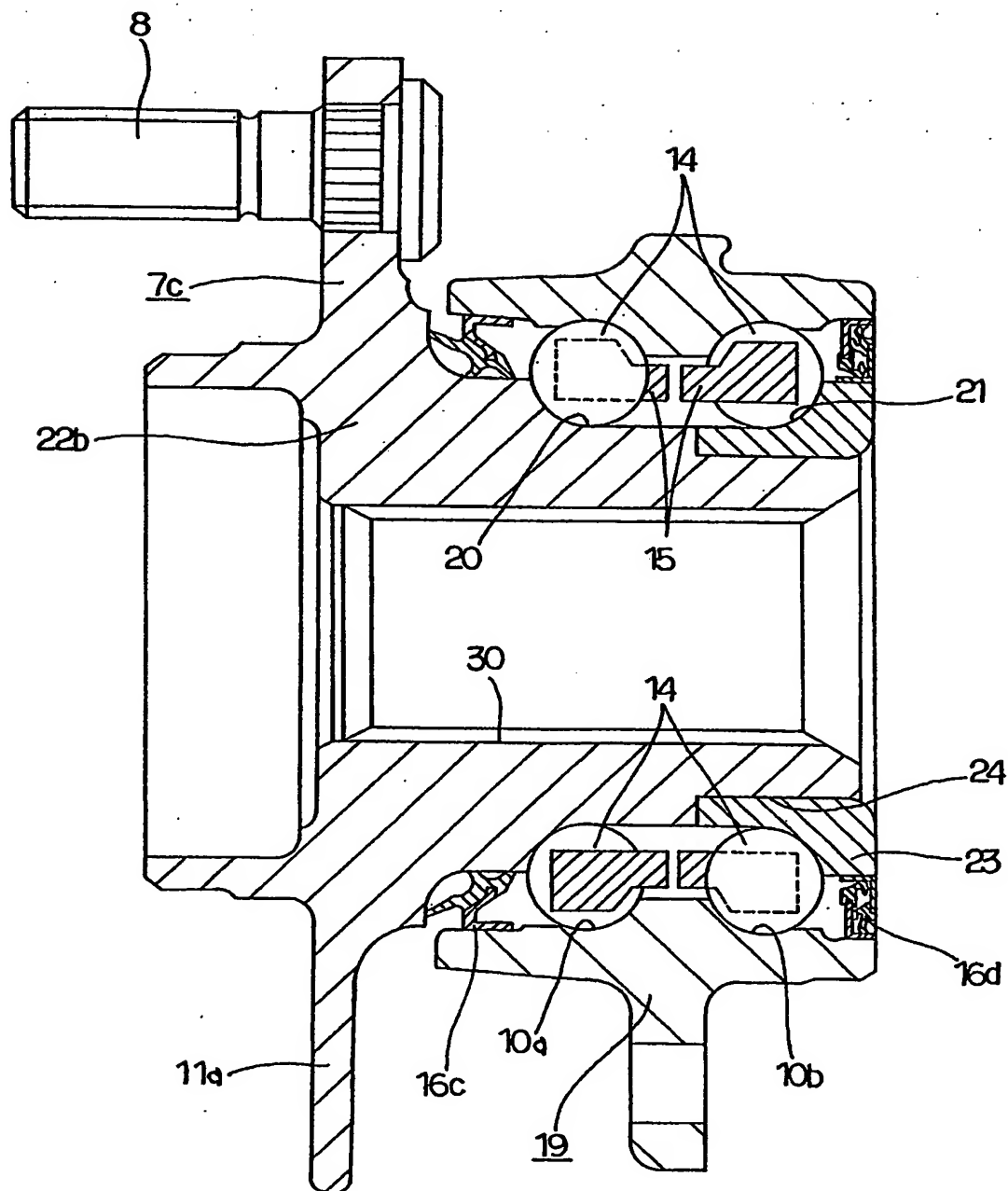


図 3

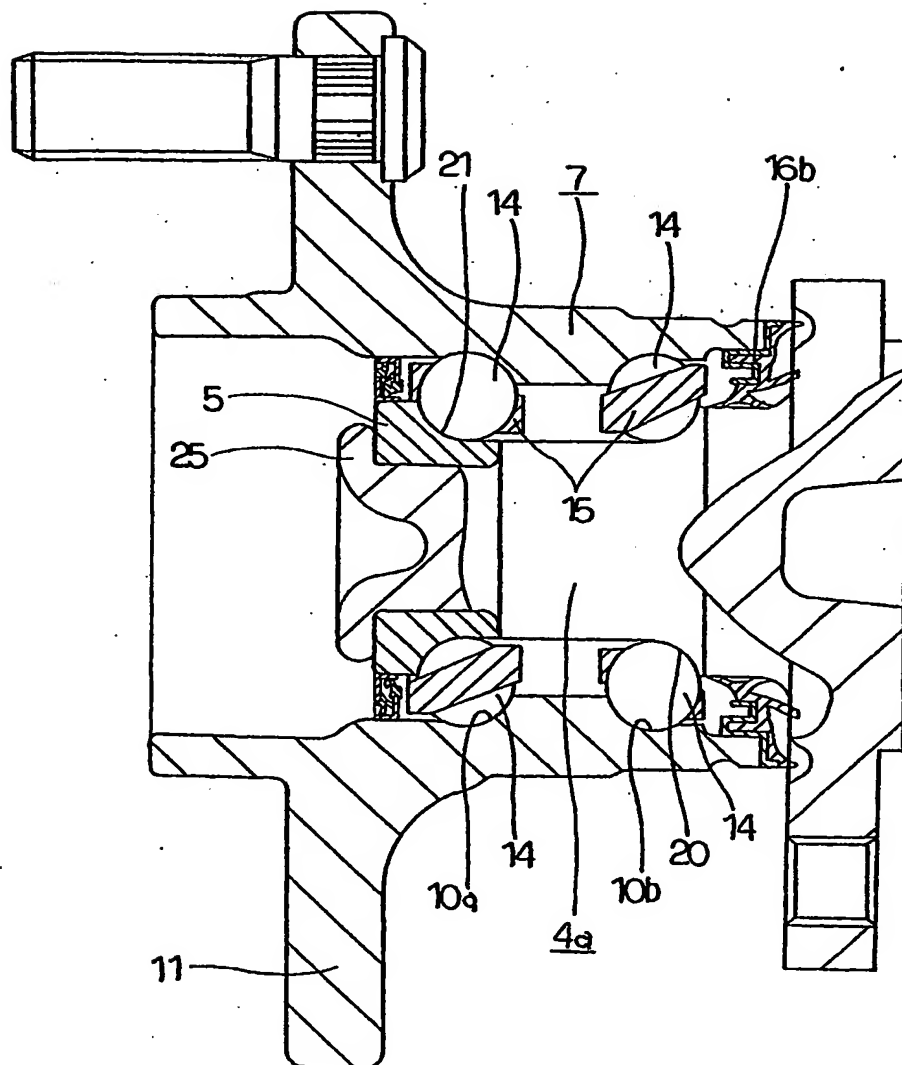


図 4

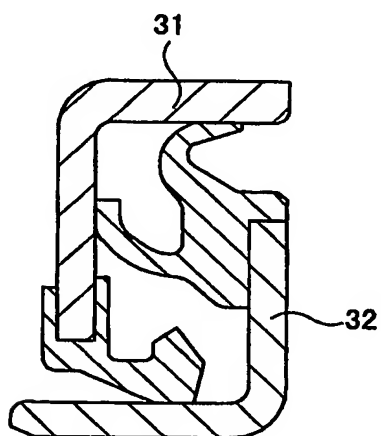


図 5

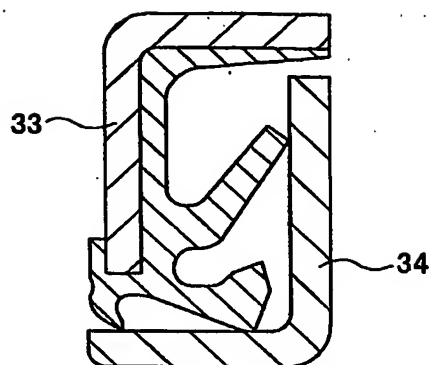


図 6

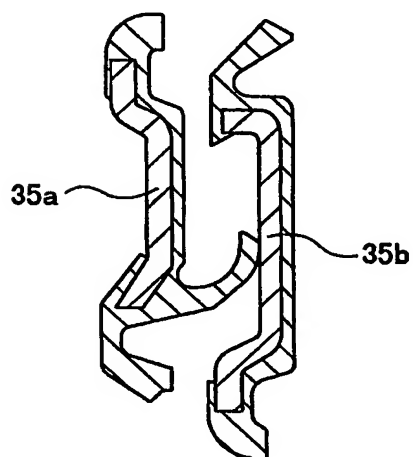


図 7

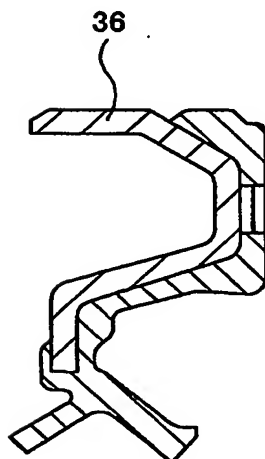


図 8

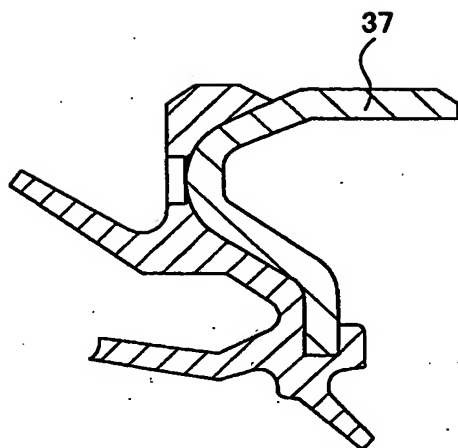


図 9

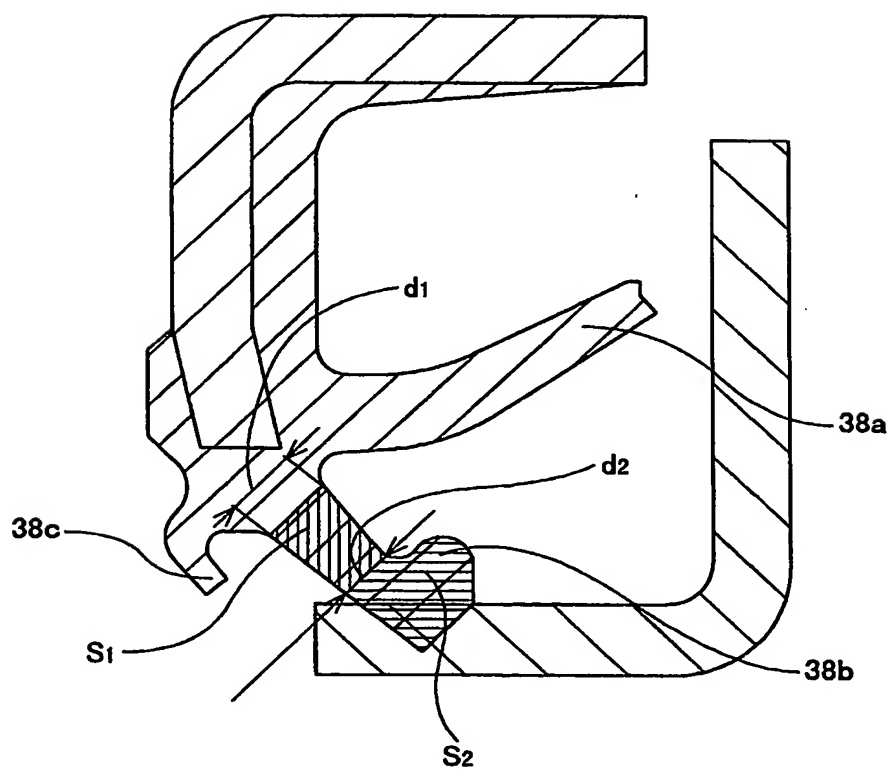


図 10

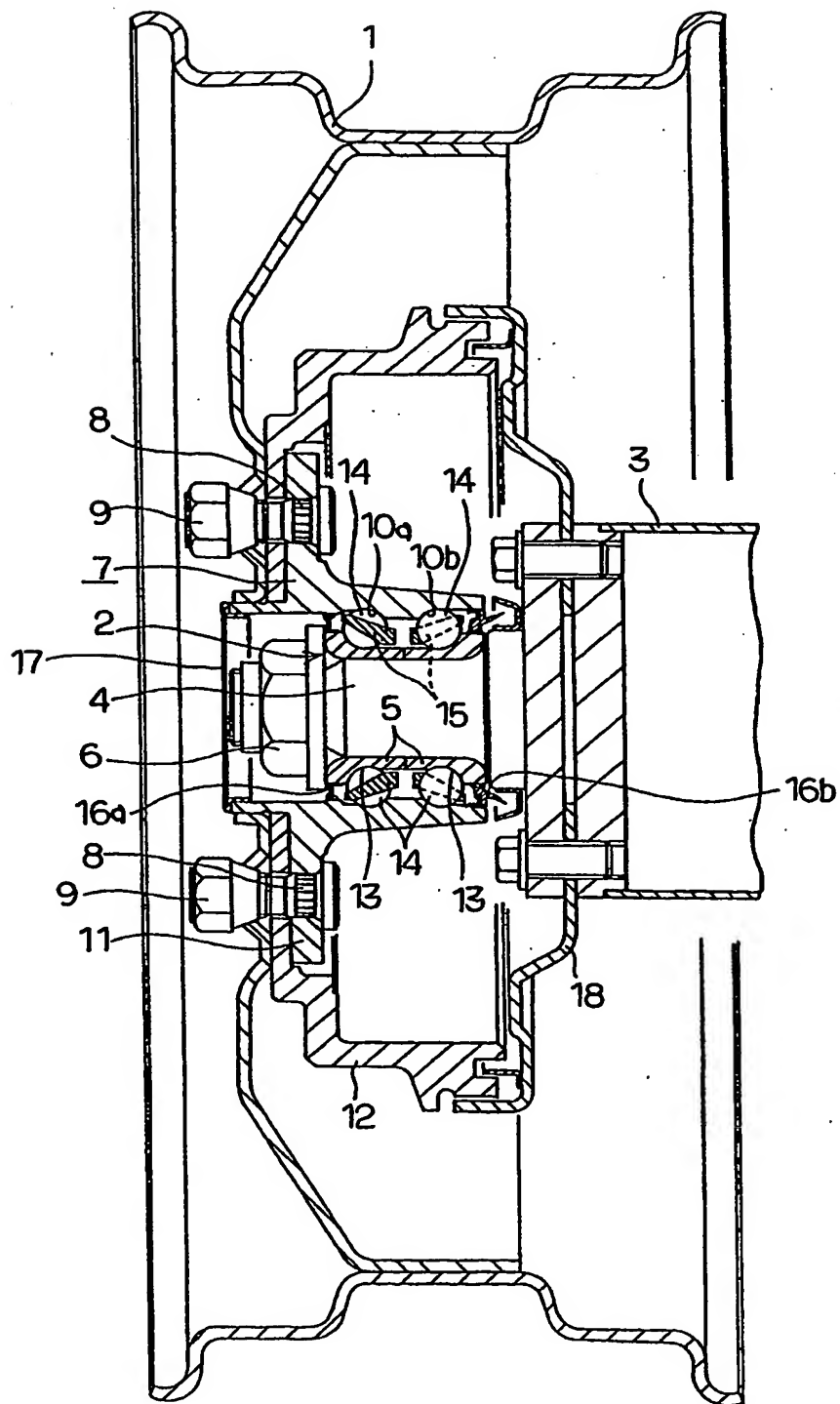


図 11

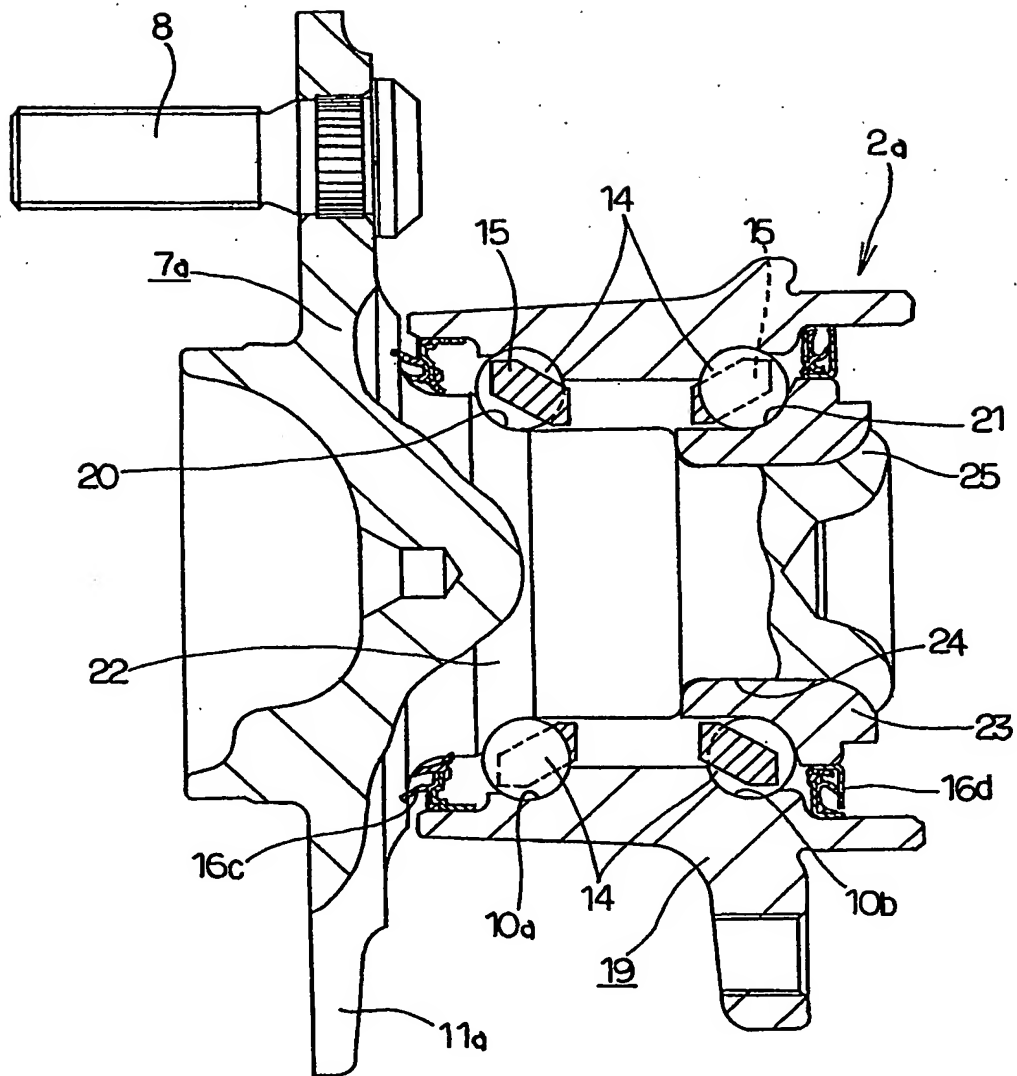
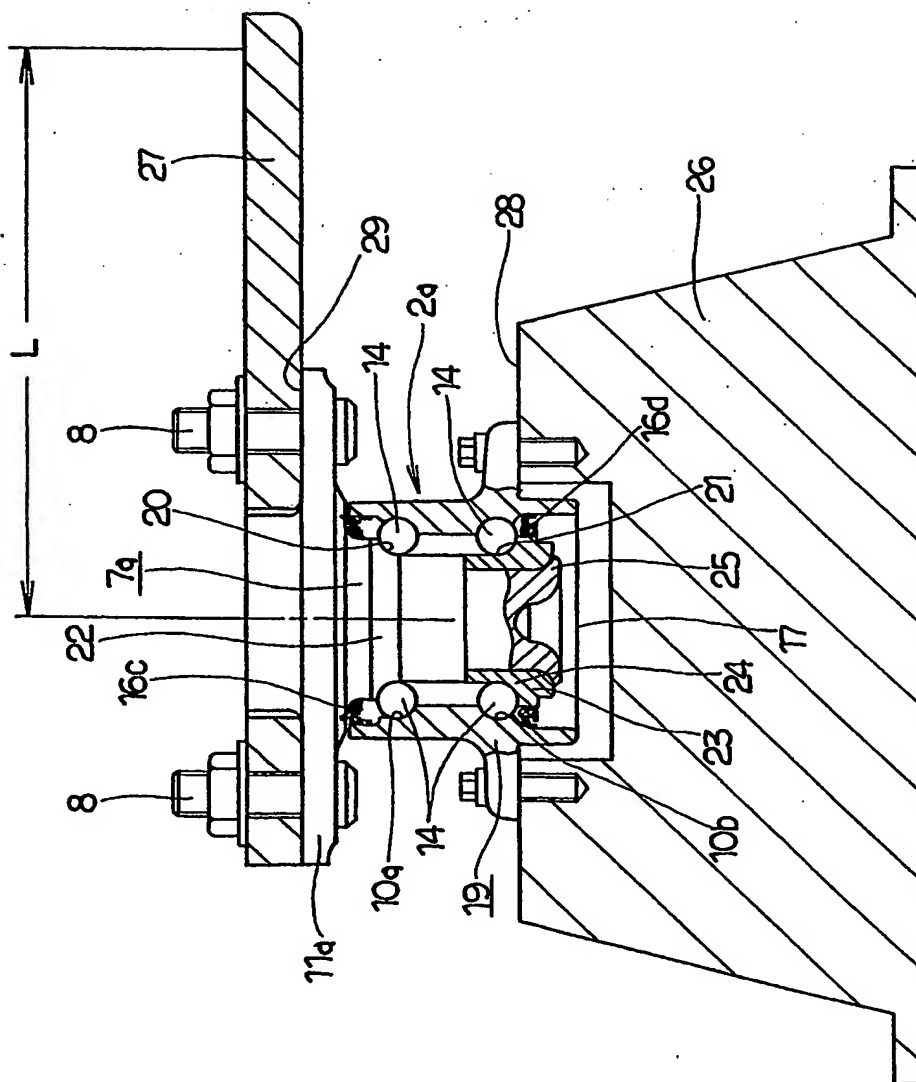


図 12



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/11113

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁷ F16C33/78, 19/18, 25/06, B60B35/18

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ F16C33/78, 19/18, 25/06, B60B35/18

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2003	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2002-227858 A (Koyo Seiko Co., Ltd.), 14 August, 2002 (14.08.02), (Family: none)	1-2
P, A	JP 2003-148626 A (Koyo Seiko Co., Ltd.), 21 May, 2003 (21.05.03), (Family: none)	1-2
P, A	JP 2002-323056 A (NTN Corp.), 08 November, 2002 (08.11.02), & WO 02/088557 A1	1-2

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
 "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
 "E" earlier document but published on or after the international filing date
 "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
 "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
02 December, 2003 (02.12.03)

Date of mailing of the international search report
16 December, 2003 (16.12.03)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. F16C33/78, 19/18, 25/06, B60B35/18

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. F16C33/78, 19/18, 25/06, B60B35/18

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年
 日本国公開実用新案公報 1971-2003年
 日本国登録実用新案公報 1994-2003年
 日本国実用新案登録公報 1996-2003年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	JP 2002-227858 A (光洋精工株式会社) 20 02.08.14 (ファミリーなし)	1-2
PA	JP 2003-148626 A (光洋精工株式会社) 20 03.05.21 (ファミリーなし)	1-2
PA	JP 2002-323056 A (エヌティエヌ株式会社) 2002.11.08 & WO 02/088557 A1	1-2

☐ C欄の続きにも文献が列举されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献
 「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
 「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

02.12.03

国際調査報告の発送日

16.12.03

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)
 郵便番号100-8915
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

藤村 泰智

3J

9247

電話番号 03-3581-1101 内線 3326